

УДК 621.514

doi:10.20998/2413-4295.2019.05.07

## О ПРИМЕНЕНИИ ИМПУЛЬСНОЙ ПОДАЧИ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ В СИСТЕМЫ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Ф. И. ЛУХТУРА\*, М.В. МЕДВЕДЕВА

кафедра ПТЭУ и ТС, ГВУЗ «ПГТУ», Мариуполь, УКРАИНА

\*e-mail: lukhelen@yandex.ru

**АННОТАЦИЯ** Рассмотрены вопросы, связанные с влиянием импульсного (циклического) подключения насосов в сеть на эффективность работы насосных станций и параметры систем водоснабжения. Разработана математическая динамическая модель системы производства и распределения жидкости для анализа работы насосов в импульсном режиме. На основе анализа уравнения динамики подачи рабочей среды (энергоносителя) в систему распределения определены рациональные значения длительности (импульсов) подключения агрегатов насосной станции и паузы между импульсами, а также скважности импульсов, в зависимости от емкости сети и аккумулирующих устройств, и величины потребления жидкости. Показано существенное влияние указанных функциональных параметров на характеристики импульсного подключения нагнетателей и интенсивность подачи энергоносителя. Характерно, что изменение величины давления (напора), как при его росте, так и при его снижении, например при включении и отключении привода нагнетателя, происходит нелинейно. Причем наполненность поля графика изменения давления различна, что существенно влияет на энергетические показатели работы насосной станции в таком режиме. Определены также диапазоны изменения частоты импульсов, в которых может быть более эффективен импульсный режим подключения нагнетателей в системах водоснабжения в сравнении со стационарным режимом эксплуатации. Приведенная инженерная теория может служить основой для разработки алгоритмов системы регулирования нагнетателя путем перевода, например, на холостой ход или включения-выключения привода, анализа его работы при частичных режимах с оценкой затрат потребляемой энергии, с целью повышения экономической эффективности от использования нагнетателей в предлагаемых режимах. Полученные результаты также полезно использовать для решения оптимизационных задач на переменных режимах работы насосной станции при покрытии ее графиков нагрузок. Данный подход и представленные решения могут быть распространены на другие классы нагнетателей – компрессоры, вентиляторы, использующие в качестве рабочей среды газ.

**Ключевые слова:** насос; жидкость; энергия; аккумулятор; импульсное (циклическое, ступенчатое) регулирование; коэффициент заполнения цикла.

## ON THE APPLICATION OF PULSE SUPPLY OF WORKING ENVIRONMENT IN WATER SUPPLY SYSTEMS

F. LUKHTURA\*, M. MEDVEDIEVA

Department of Industrial Heat and Power Plants and Heat Supply, SHEE "PSTU", Mariupol, UKRAINE

**ABSTRACT** Questions related to the influence of a pulsed (cyclical) pump connection to the network on the efficiency of pumping stations and the parameters of water supply systems are considered. A mathematical dynamic model of a fluid production and distribution system has been developed to analyze the operation of pumps in a pulsed mode. Based on the analysis of the equation of the dynamics of supplying the working medium (energy carrier) to the distribution system, rational values of the duration (pulses) of connecting the pumping station units and the pause between pulses, as well as the pulse duty cycle, depending on the network capacity and accumulating devices, and the magnitude of fluid consumption are determined. The significant effect of these functional parameters on the characteristics of the pulse connection of the blowers and the intensity of the energy carrier supply is shown. It is characteristic that the change in the value of pressure (pressure), both when it grows and when it decreases, for example, when the drive of the supercharger is turned on and off, is non-linear. Moreover, the fullness of the field of the graph of pressure change is different, which significantly affects the energy performance of the pumping station in this mode. The ranges of change in the frequency of the pulses, in which the pulsed mode of connecting the blowers in water supply systems in comparison with the stationary mode of operation can be more effective, have also been determined. The above engineering theory can serve as a basis for developing algorithms for regulating the supercharger by transferring, for example, idling or switching the drive on and off, analyzing its operation in partial modes with estimating the energy consumption, in order to increase the economic efficiency of using superchargers in the proposed modes. The obtained results are also useful for solving optimization problems on variable operating modes of a pumping station when covering its load schedules. This approach and the presented solutions can be extended to other classes of superchargers - compressors, fans, which use gas as a working medium.

**Keywords:** pump; fluid; energy; battery, pulse (cyclic, step) regulation; duty cycle.

### Введение

Актуальность рассматриваемых в работе вопросов определяется возросшим значением энергоэффективности системы подачи и

распределения (СПР) жидкости для промышленных предприятий и коммунального хозяйства, которым в современных условиях отечественные хозяйствующие субъекты и общество в целом отводят первостепенную роль. Насущная необходимость

решения этой проблемы закреплена в Законе Украины от 01.07.1994 № 74/94-ВР «Об энергосбережении». В связи с ростом цен на электроэнергию и, как следствие, увеличением издержек насосных станций (НС), связанных с оплатой электроэнергии, вопрос эффективного и рационального использования энергетических ресурсов на НС становится весьма актуальным, повышение ее энергоэффективности является перспективным направлением снижения энергопотребления НС. С целью снижения энергоемкости большое значение придается оптимизации СПР и НС в целом. Нагнетательные станции, как один из основных структурных элементов СПР, во многом определяют ее эксплуатационные и экономические показатели работы. Осуществление этой программы требует развития действующих и создания новых высокоэффективных систем промышленного, сельскохозяйственного и коммунального водоснабжения.

Насосные станции являются важнейшим элементом современных систем водопровода и канализации. Именно через них жидкости сообщается энергия, необходимая для поднятия ее на большую высоту или транспортирования на значительные расстояния. Насосные станции представляют собой сложный комплекс сооружений и оборудования. Правильный выбор технико-экономических параметров этого комплекса во многом определяет надежность и экономическую эффективность подачи или отведения воды.

Современные НС производств различных отраслей представляют собой мощные энергетические комплексы, которые потребляют до 15% всей вырабатываемой в стране энергии.

Тип и число основных и вспомогательных насосов, состав помещений и набор вспомогательного оборудования, конструктивные особенности и предъявляемые к насосной станции технологические требования зависят от ее назначения.

В работах [1-27] представлены решения многообразных оптимизационных задач, связанных как с насосными, так и компрессорными станциями для транспорта различных жидкостей и газов. В исследованиях [4-5] представлен системный подход к анализу функционирования основных технологических агрегатов компрессорных станций. В [6-18] показано влияние на ход оптимизационных решений:

- состояния городских магистральных сетей (коррозия, износ или занос, образование отложений и др.) способных привести к необходимости снижения давления, что требует компенсировать соответствующее падение напора на участках, приближенных к потребителям;

- состояния (износ) оборудования станций (НС) обуславливающих необходимость совершенствования их работы или реконструкции для повышения надежности и КПД;

- развития городов и увеличения высотности домов, особенно при уплотнительной застройке, требующих обеспечения потребных подачи и напора для новых потребителей, в том числе за счет оснащения нагнетателями домов повышенной этажности и многое другое.

Вследствие изменения объемов производства по мере суточного потребления, агрегаты нагнетательной станции (НС) часто эксплуатируются в неоптимальных режимах с пониженным КПД, что может приводить к существенному перерасходу электроэнергии вплоть до 10%.

Решение задачи снижения энергозатрат методом оптимизации работы НС требует построения математической модели системы снабжения потребителей и решения на ее основе оптимизационных задач методами математического программирования. Наиболее полные модели представлены в [19,20]. Кроме того, по предварительным оценкам, до 50 % энергозатрат НС может быть сокращено за счет изменения состава (насосного, компрессорного) оборудования и способов управления.

В течение срока эксплуатации нагнетатель работает на расчетном режиме, соответствующим максимуму КПД, как правило, менее 50% времени, поэтому вопросы регулирования насоса и его экономичность имеют важное значение.

Основная задача регулирования нагнетателя [21-27] – подача в сеть расхода  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, при этом основные параметры  $H$ ,  $N$ ,  $p$ ,  $\eta$  изменяются. Универсальные способы регулирования (применяемые для всех типов машин):

- временная остановка насоса;
- изменение частоты вращения вала насоса;
- дросселирование;
- перепуск жидкости из нагнетательной линии в подводящую линию и др.

Возможны также дополнительные различные методы регулирования подачи насоса:

- регулирование поворотом лопаток входного регулирующего аппарата (поворотными направляющими лопастями на входе в рабочее колесо);

- перевод нагнетателя на режим холостого хода в т. ч. используя цикличное (импульсное) регулирование. В этом случае нагнетатели, обычно оснащаются системой регулирования, обеспечивающей изменение производительности путем автоматического перевода нагнетателя на холостой ход. Этот способ производится ступенчатым регулированием [1-4]. Инженерная теория такого регулирования, разработанная в [1-4], позволяет приближенно определить для каждого режима потребления продолжительность фаз холостого хода

(или остановки) и нагнетания. Недостаток этой теории – полученное линейное изменение давления во времени продолжительности фаз холостого хода (или остановки) и нагнетания, что противоречит физическим основам этих процессов.

К тому же при использовании импульсной подачи энергоносителя в СПР теоретическое обоснование его эффективности и глубокий анализ динамики импульсного регулирования в технической литературе, кроме попытки в работах [1-4] для винтовых компрессоров, практически отсутствует.

Для насосных установок с циклическим регулированием подачи жидкости такая теория не разработана.

### Цель работы

Разработка физической модели рабочего процесса установок насосной станции с импульсным (циклическим) подводом рабочей среды к системе водоснабжения и ее анализ, обоснование эффективности и преимущества ее использования для повышения эффективности водоснабжения.

### Изложение основного материала

Пусть имеем систему нагнетания (с баком-аккумулятором) объемом  $V$  и давлением  $P_{нач}$  или напором  $H_{нач}$ , с суммарной площадью сечения потребления  $f$  (рис.1). Общую систему нагнетания можно условно заменить эквивалентным объемом. Примем, что давление окружающей среды и коэффициенты расхода системы трубопроводов постоянны. Обозначим среднее избыточное давление нагнетания  $p$  (напор  $H$ ).

Справедливость предположения о преимуществе использования импульсного подключения насосов к системе водоснабжения можно доказать лишь на основе анализа уравнения динамики процесса нагнетания жидкости.

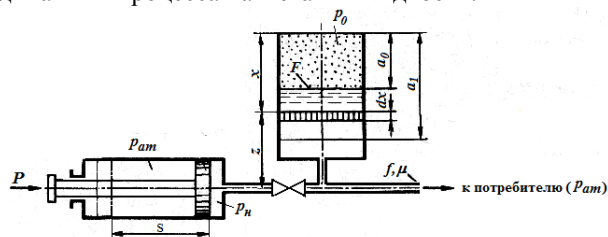


Рис. 1 – Формализованная принципиальная схема нагнетания

В общем случае, пренебрегая потерями давления от насоса до аккумулирующего устройства, это уравнение примет вид:

$$dP_1 = dP_2 + dP_3, \quad (1)$$

где  $dP_1$  – энергия, подводимая к рабочему телу в нагнетателе (компрессоре или насосе), Дж;  $dP_2$  –

энергия, затраченная на изменение давления рабочего тела в системе аккумулирования, Дж;  $dP_3$  – потребляемая энергия («потери» энергии при перемещении и отдаче конечному потребителю), Дж.

Слагаемые уравнения (1), с некоторыми упрощениями, можно представить так:

$$dP_1 = Ndt, \quad dP_2 = Vdp, \\ dP_3 = Q_{ном} \cdot p dt = \mu \cdot f \sqrt{2/\rho} p^{\frac{3}{2}} dt,$$

где  $N$  – подводимая мощность, Вт;  $dt$  – интервал времени, с;  $p$  – текущее давление нагнетания в системе, Н/м<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность рабочего тела (жидкости), кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – коэффициент расхода трубопроводов;  $f$  – площадь сечения канала потребления, м<sup>2</sup>.

При эксплуатации в импульсном режиме насосных установок уравнение динамики (1) принимает вид

$$\frac{F}{\mu \cdot f \sqrt{2g}} \cdot \frac{dH}{dt} - \left[ H_{уст}^{\frac{1}{2}} - H^{\frac{1}{2}} \right] = 0, \quad H^{\frac{1}{2}} = \frac{Q_{нас}}{\mu \cdot f \sqrt{2g}} \quad (2)$$

где  $H$  – текущий напор, м;  $F$  – площадь сечения бака-аккумулятора;  $Q_{нас}$  – производительность насоса. Его решение (при  $F = \text{const}$ )

$$t_{нагн} = \frac{2F}{\mu \cdot f \sqrt{2g}} \left[ \sqrt{H_{нач}} - \sqrt{H} + \sqrt{H_{уст}} \ln \frac{\sqrt{H_{уст}} - \sqrt{H_{нач}}}{\sqrt{H_{уст}} - \sqrt{H}} \right] \quad (3)$$

При выводе уравнений (2) и (3) давление в газовой полости аккумулятора принято равным атмосферному давлению (газовая полость сообщается с атмосферой), пренебрегали существующими потерями на всасывающей и нагнетательной линии до бака-аккумулятора (рис.1), истечение жидкости у потребителя происходит в атмосферу, забор жидкости из резервуара происходит при внешнем атмосферном давлении ( $p_0 = p_{атм}$ ), аккумулятор призматической формы.

Графическое изображение этого решения (3) представлено на рис. 2, а. Видно, что изменение давления во времени близко к экспоненциальной зависимости, что явно отличается от решения [1-4].

При отключении насосов питание потребителей осуществляется от накопленной энергии в баке-аккумуляторе системы СПР и уравнение динамики опорожнения аккумулирующей емкости примет вид

$$dP_2 = -dP_3. \quad (4)$$

Уравнение динамики (4) при эксплуатации в импульсном режиме насосных установок может быть представлено как:

$$\frac{F}{\mu \cdot f \sqrt{2g}} \cdot \frac{dH}{dt} + H^{\frac{1}{2}} = 0. \quad (5)$$

Его решение (время, за которое напор изменяется от  $H_{нач}$  до  $H$ )

$$t_{паузы} = \frac{2F}{\mu \cdot f \sqrt{2g}} \left[ \sqrt{H_{нач}} - \sqrt{H} \right]. \quad (6)$$

Напор в конце процесса (цикла)

$$H = \left[ \sqrt{H_{нач}} - \frac{\mu \cdot f \sqrt{2g}}{2F} t_{паузы} \right]^2. \quad (7)$$

Графическое изображение этого решения представлено на рис. 2,б. Как и в предыдущем случае, изменение давления во времени нелинейно, и близко к параболической зависимости, что явно отличается от решения [1-4]. Граничные значения давления рабочей среды могут быть записаны в виде условий:  $H = H_{нач}$  при  $t = 0$  и  $H = H_{уст}$  при  $t \rightarrow \infty$ .

Таким образом, графически нагнетание в сеть и опорожнение сети в импульсном режиме проиллюстрированы на рис. 2 (соответственно а и б). Подводимая мощность к рабочей среде за время  $\tau_{имп}$  и опорожнение сети во время длительности паузы  $\tau_{паузы}$  в импульсном режиме проиллюстрированы на рис. 3.

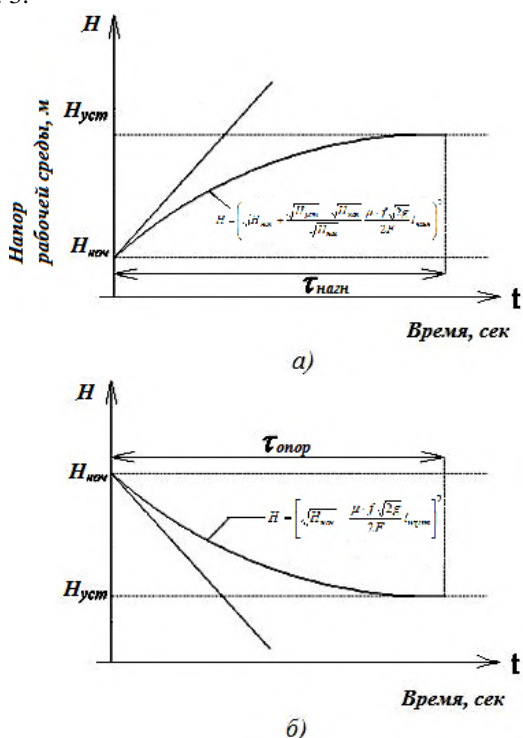


Рис. 2 - Графическое представление зависимости давления рабочей среды а) от времени подачи и б) паузы (холостого хода, останова и др.)

При этом длительность подачи (импульс) от  $H_{нач}$  до  $H_{нагн}$  – отрезок времени, в течение которого нагнетатель работает при максимальной подаче (и мощности). можно определить, используя соотношение (3):

$$\tau_{нагн} = \frac{2F}{\mu \cdot f \sqrt{2g}} \left[ \sqrt{H_{нач}} - \sqrt{H_{нагн}} + \sqrt{H_{уст}} \ln \frac{\sqrt{H_{уст}} - \sqrt{H_{нач}}}{\sqrt{H_{уст}} - \sqrt{H_{нагн}}} \right]. \quad (8)$$

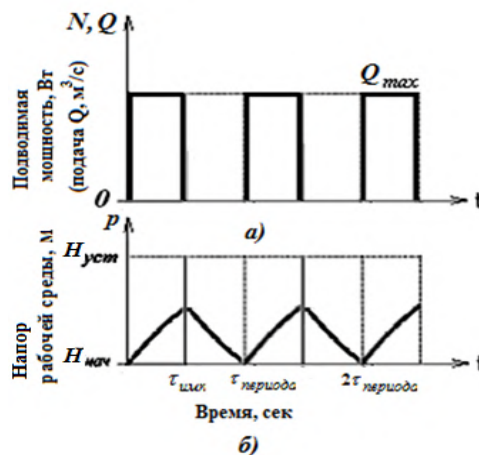


Рис. 3 - Динамика подвода мощности в нагнетателе к рабочей среде (а), подачи (импульса) и б) паузы (холостого хода, останова и др.) в импульсном режиме

Разлагая последнее слагаемое в ряд при  $0 < \frac{\sqrt{H_{уст}} - \sqrt{H}}{\sqrt{H_{уст}} - \sqrt{H_{нач}}} \leq 2$ , и ограничиваясь одним членом ряда, получим

$$\tau_{нагн} = \frac{2F}{\mu \cdot f \sqrt{2g}} \left[ \sqrt{H_{нач}} - \sqrt{H_{нагн}} - \sqrt{H_{уст}} \frac{\sqrt{H_{нач}} - \sqrt{H_{нагн}}}{\sqrt{H_{уст}} - \sqrt{H_{нач}}} \right] = \frac{2F}{\mu \cdot f \sqrt{2g}} \left( \sqrt{H_{нагн}} - \sqrt{H_{нач}} \right) \frac{\sqrt{H_{нач}}}{\sqrt{H_{уст}} - \sqrt{H_{нач}}}.$$

Тогда

$$H = \left( \sqrt{H_{нач}} + \frac{\sqrt{H_{уст}} - \sqrt{H_{нач}}}{\sqrt{H_{нач}}} \frac{\mu \cdot f \sqrt{2g}}{2F} \tau_{нагн} \right)^2.$$

Длительность паузы (холостого хода, останова) – отрезок времени между двумя последовательными импульсами, в течение которого подача отсутствует, и происходит снижение давления вследствие потребления

$$\tau_{паузы} = \frac{2F}{\mu \cdot f \sqrt{2g}} \left[ \sqrt{H_{нач}} - \sqrt{H_{нагн}} \right]. \quad (9)$$

Тогда период цикла  $\tau_{периода}$  – отрезок времени между началами двух последовательных импульсов, определяется суммой соотношений (1.6) и (1.7), а их скважность  $S$  равна отношению периода  $\tau_{периода}$  следования импульсов к длительности импульса  $\tau_{имп}$

$$\tau_{\text{период}} = \tau_{\text{нагн}} + \tau_{\text{паузы}} = \frac{2F\sqrt{H_{\text{уст}}}}{\mu \cdot f \sqrt{2g}} \ln \frac{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}}{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}} =$$

$$= \frac{2F \cdot Q_{\text{нас}}}{\mu^2 f^2 2g} \ln \frac{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}}{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}}; \quad (10)$$

$$S = \frac{\tau_{\text{периода}}}{\tau_{\text{нагн}}} = 1 + \frac{\sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}} - \sqrt{H_{\text{кон}}^{\text{паузы}}}}{\sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}} - \sqrt{H_{\text{кон}}^{\text{нагн}}} + \sqrt{H_{\text{уст}}}} \ln \frac{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}}{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{кон}}^{\text{нагн}}}} \quad (11)$$

При этом,  $H_{\text{кон}}^{\text{нагн}} = H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}$ ,  $H_{\text{нач}}^{\text{нагн}} = H_{\text{кон}}^{\text{паузы}}$ .

В общем случае сложных форм импульсов скважность определяется отношением площади осциллограммы, ограниченной по горизонтали длительностью периода  $\tau_{\text{имп}}$ , а по вертикали – амплитудой импульсов давления, к площади, занимаемой этими импульсами в указанных границах.

Тогда осредненная величина потребляемой мощности  $P_{\text{ср}}$ , определяются по формуле:

$$P_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{max}}}{S} = P_{\text{max}} \cdot \beta. \quad (12)$$

Коэффициент заполнения цикла или коэффициент использования мощности  $\beta$  – обратная величина скважности импульсов – отношение длительности импульса к периоду включения:

$$\beta = \frac{1}{S} = \frac{\tau_{\text{имп}}}{\tau_{\text{периода}}} = \frac{W}{W_{\text{уст}}}, \quad (13)$$

где  $\tau_{\text{периода}}$  – период процесса, с;  $\tau_{\text{имп}}$  – продолжительность одного импульса нагнетания, с;  $W$  – осредненный по времени расход электроэнергии (или потребляемого топлива) при импульсной подаче рабочей среды, кВт·ч;  $W_{\text{уст}}$  – установленный (максимальный) расход электроэнергии, кВт·ч; а продолжительность (длительность) одного импульса

$$\tau_{\text{имп}} = \beta \cdot \tau_{\text{периода}} \quad (14)$$

Средний расход электроэнергии  $W_{\text{имп}}$  при импульсном режиме рассчитывается как

$$W_{\text{имп}} = \frac{W_{\text{уст}}}{S}. \quad (15)$$

Средний расход электроэнергии на сжатие  $W_{\text{ср}}^{\text{стац}}$  на стационарном режиме можно найти из баланса энергии по (1) при  $dP_2 = 0$ , т.е. при  $dP_1 = dP_3$  и можно представить следующим образом:

$$W_{\text{ср}}^{\text{стац}} = Q_{\text{потр}} P_{\text{ср}} \tau_{\text{период}} = \mu \cdot f \sqrt{2/\rho} p^{\frac{3}{2}} \tau_{\text{период}} \quad (16)$$

$$P_{\text{ср}} = \rho g H_{\text{ср}} = \frac{1}{t} \int_0^{\tau_{\text{период}}} \rho g H dt.$$

При этом величина потребления с учетом норм потребления может принимать значение  $Q_{\text{потр}} = \text{const}$ .

Вернемся к выражениям (1) и (5). Для дальнейшего анализа процесса нас будет интересовать слагаемое  $dP_3$ . Как было указано выше, например, при опорожнении аккумулятора

$$H = \left[ \sqrt{H_{\text{нач}}} - \frac{\mu \cdot f \sqrt{2g}}{2F} t_{\text{паузы}} \right]^2, \text{ а } dP_3 = \mu \cdot f \sqrt{2/\rho} p^{\frac{3}{2}} dt.$$

Но теперь у нас есть выражение (4) и (8) для расчета значений текущего напора (или давления  $p$ ) в функции времени. Таким образом,

$$dP_3^{\text{имп}} = \mu \cdot f \sqrt{2/\rho} p^{\frac{3}{2}} dt =$$

$$= \mu \cdot f \sqrt{2/\rho} \cdot (\rho g)^{\frac{3}{2}} \left[ \sqrt{H_{\text{нач}}} + \frac{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}}}{\sqrt{H_{\text{нач}}}} \frac{\mu \cdot f \sqrt{2g}}{2F} t_{\text{нагн}} \right]^3 dt$$

$$dP_3^{\text{паузы}} = \mu \cdot f \sqrt{2/\rho} p^{\frac{3}{2}} dt =$$

$$= \mu \cdot f \sqrt{2/\rho} \cdot (\rho g)^{\frac{3}{2}} \left[ \sqrt{H_{\text{нач}}} - \frac{\mu \cdot f \sqrt{2g}}{2F} t_{\text{паузы}} \right]^3 dt \quad (17)$$

Для определения количества энергии  $P_3$  найдем первообразную функцию от выражений (17).

Согласно (14) количество энергии, переданное «потребителю» за время от 0 до  $\tau_{\text{имп}}$

$$P_3^{\text{имп}} = \int_0^{\tau_{\text{имп}}} dP_3 =$$

$$= \frac{\rho g H_{\text{нач}} V_{\text{нач}}}{2} \left[ \left( 1 + \left( \frac{\sqrt{H_{\text{уст}}}}{\sqrt{H_{\text{нач}}}} - 1 \right) \frac{Q_{\text{нагн}}}{2F \cdot H_{\text{нач}}} \tau_{\text{нагн}} \right)^4 - 1 \right]. \quad (18)$$

за время от 0 до  $\tau_{\text{паузы}}$

$$P_3^{\text{паузы}} = \int_0^{\tau_{\text{паузы}}} dP_3 =$$

$$= \frac{\rho g H_{\text{нач}} V_{\text{нач}}}{2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{Q_{\text{нагн}}}{2F \cdot H_{\text{нач}}} \tau_{\text{паузы}} \right)^4 \right]. \quad (18, \text{ а})$$

где  $V$  и  $H$  – соответственно объем и высота жидкости в аккумуляторе;  $Q$  – расход жидкости у потребителя;  $F$  – площадь поперечного сечения (призматического, цилиндрического) аккумулятора.

### Обсуждение результатов

Произведем сравнение количества энергии, переданной потребителю по традиционной непрерывной подаче при неизменном давлении

рабочей среды за время от 0 до  $\tau_{\text{периода}}$  (при равенстве слагаемого в уравнении сохранения (1)  $dP_2 = 0$ )

$$P_3^{(2)} = \int_0^{\tau_{\text{периода}}} dP_3 = W_{\text{ср}}^{\text{стац}} = Q_{\text{потр}} P_{\text{ср}} \tau_{\text{период}} = \mu \cdot f \sqrt{2/\rho} P_{\text{ср}}^{\frac{3}{2}} \tau_{\text{период}} \quad (19)$$

при этом среднее давление  $P_{\text{ср}}$  рабочей среды определяется по (16), и количество энергии  $P_3^{\text{имп}} + P_3^{\text{паузы}}$ , переданное по рекомендуемому способу импульсной подачи от начального давления  $P_{\text{нач}}$  до давления, которую примет рабочая среда в результате фазы нагнетания и опорожнения за время от 0 до  $\tau_{\text{имп}}$  и от 0 до  $\tau_{\text{паузы}}$ , т.е. за все время  $\tau_{\text{периода}}$

Обозначим первое количество энергии символом  $P_3^{(2)}$ , второе – символом  $P_3^{(1)}$ . Для справедливости неравенства  $P_3^{(2)} > P_3^{(1)}$  необходимо, чтобы разность  $\Delta P_3 = P_3^{(2)} - P_3^{(1)} > 0$ .

Для сравнения значений  $P_3^{(1)}$  и  $P_3^{(2)}$ , полученных по выражениям (18) и (19), соответственно найдем их разность:

$$\Delta P_3 = \mu \cdot f \sqrt{2/\rho} P_{\text{ср}}^{\frac{3}{2}} \tau_{\text{периода}} - \frac{\rho g H_{\text{нач}} V_{\text{нач}}}{2} \left[ \left( 1 + \left( \frac{\sqrt{H_{\text{уст}}}}{\sqrt{H_{\text{нач}}}} - 1 \right) \frac{Q_{\text{нач}}}{2F \cdot H_{\text{нач}}} \tau_{\text{нагн}} \right)^4 - 1 \right] - \frac{\rho g H_{\text{нач}} V_{\text{нач}}}{2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{Q_{\text{нач}}}{2F \cdot H_{\text{нач}}} \tau_{\text{паузы}} \right)^4 \right] > 0 \quad (20)$$

При этом  $H_{\text{нач}}^{\text{паузы}} = H_{\text{кон}}^{\text{имп}}$ ,

$$\begin{aligned} \tau_{\text{период}} &= \frac{2F \sqrt{H_{\text{уст}}}}{\mu \cdot f \sqrt{2g}} \ln \frac{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}}{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}} \cong \\ &= \frac{2F \sqrt{H_{\text{уст}}}}{\mu \cdot f \sqrt{2g}} \frac{\sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}}{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}}; \\ \tau_{\text{нагн}} &= \frac{2F}{\mu \cdot f \sqrt{2g}} \frac{(\sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}) \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}}{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}} = \\ &= \frac{2F \cdot H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}{Q_{\text{нач.потр}}} \cdot \frac{\sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}}{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S &= \frac{\tau_{\text{периода}}}{\tau_{\text{имп}}} = \frac{\sqrt{H_{\text{уст}}}}{\sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}} \frac{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}}{\sqrt{H_{\text{уст}}} - \sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}} = \frac{\sqrt{\frac{H_{\text{уст}}}{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}} - 1}}{1 - \sqrt{\frac{H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}}} = \\ &= \frac{\frac{Q_{\text{нач}}}{\mu \cdot f \sqrt{2g H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}} - 1}{1 - \frac{Q_{\text{нач}}}{\mu \cdot f \sqrt{2g H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}}} = \frac{\frac{Q_{\text{нач}}}{Q_{\text{нач.потр}}} - 1}{1 - \frac{Q_{\text{нач}}}{Q_{\text{нач.потр}}}} = \frac{1}{1 - q_{V_{\text{нач.нагн.}}}} = \\ &= \frac{1}{q_{V_{\text{нач.нагн.}}} - q_{V_{\text{нач.паузы}}}}. \end{aligned}$$

где  $q_V$  - относительный параметр потребления.

Тогда, преобразуя последнее выражение с учетом выше приведенных соотношений, и для простоты принимая равенство  $H_{\text{ср}} = H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}$ , что несколько завышает показатели эффективности импульсного режима подачи энергии к рабочей среде, получим

$$\begin{aligned} \Delta P_3 &= \mu f \sqrt{2/\rho} (\rho g H_{\text{нач}}^{\text{паузы}})^{\frac{3}{2}} \tau_{\text{периода}} - \\ &- \frac{\rho g H_{\text{нач}}^{\text{нагн}} V_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}{2} \left[ \left( 1 + \left( \frac{\sqrt{H_{\text{уст}}}}{\sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}} - 1 \right) \frac{Q_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}{2F \cdot H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}} \tau_{\text{нагн}} \right)^4 - 1 \right] - \\ &- \frac{\rho g H_{\text{нач}}^{\text{паузы}} V_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}{2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{Q_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}{2F \cdot H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}} \tau_{\text{паузы}} \right)^4 \right] > 0 \quad (21) \end{aligned}$$

т.е. необходимым и обязательным условием для выполнения неравенства  $P_3^{(2)} - P_3^{(1)} > 0$  является

$$\begin{aligned} \tau_{\text{периода}} &> \\ &> \frac{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}} V_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}{2 Q_{\text{нач}}^{\text{паузы}} (H_{\text{нач}}^{\text{паузы}})} \left[ \left( 1 + \left( \frac{\sqrt{H_{\text{уст}}}}{\sqrt{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}} - 1 \right) \frac{Q_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}{2F \cdot H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}} \tau_{\text{нагн}} \right)^4 - 1 \right] + \\ &+ \frac{V_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}{2 Q_{\text{нач}}^{\text{паузы}}} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{Q_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}{2F \cdot H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}} \tau_{\text{паузы}} \right)^4 \right], \quad (22) \end{aligned}$$

где  $Q_{\text{нач.паузы}}$  - величина потребления (расход) в начале паузы;  $Q_{\text{нач.нагн}}$  - величина потребления в начале нагнетания;  $V_{\text{нач}}^{\text{нагн}}$  и  $V_{\text{нач}}^{\text{паузы}}$  - объем жидкости в аккумуляторе в начале и конце процесса нагнетания;  $\tau_{\text{нагн}}$ ,  $\tau_{\text{паузы}}$  - длительность процессов подачи и паузы, или

$$\tau_{\text{периода}} > \\ > \frac{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}} V_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}{2Q_{\text{нач}}^{\text{паузы}} \left( \frac{H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}{H_{\text{нач}}} \right)} \left[ \left( 1 + \left( \frac{\sqrt{H_{\text{уст}}}}{\sqrt{H_{\text{нач}}}} - 1 \right) \frac{\tau_{\text{нагн}}}{\tau_{\text{нач.нагн}}} \right)^4 - 1 \right] + \\ + \frac{V_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}{2Q_{\text{нач}}^{\text{паузы}}} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{S \cdot \tau_{\text{нагн}} - 1}{\tau_{\text{нач.паузы}}} \right)^4 \right], \quad (22a)$$

а скважность импульсов в соответствии с (22) должна соответствовать условию вида

$$S > \frac{A}{\tau_{\text{нагн}}} \cdot f_1(\tau_{\text{нагн}}) + \frac{B}{\tau_{\text{нагн}}} \cdot f_2(\tau_{\text{нагн}}), \quad \text{где } A \text{ и } B$$

некоторые постоянные, зависящие от характеристик системы СПР.

Отсюда продолжительность импульса подачи энергии рабочей среде, при принятых допущениях, должна соответствовать определенному условию, вытекающему из (22), а частота цикла (процесса)

$$\omega = \tau_{\text{периода}}^{-1} < \\ < \left\{ \frac{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}} V_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}{2Q_{\text{нач}}^{\text{паузы}} \left( \frac{H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}{H_{\text{нач}}} \right)} \left[ \left( 1 + \left( \frac{\sqrt{H_{\text{уст}}}}{\sqrt{H_{\text{нач}}}} - 1 \right) \frac{\tau_{\text{нагн}}}{\tau_{\text{нач.нагн}}} \right)^4 - 1 \right] + \right. \\ \left. + \frac{V_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}{2Q_{\text{нач}}^{\text{паузы}}} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{S \cdot \tau_{\text{нагн}} - 1}{\tau_{\text{нач.паузы}}} \right)^4 \right] \right\}^{-1} \equiv \\ \equiv \frac{Q_{\text{нач.потр}}^{\text{паузы}}}{2FH_{\text{нач}}^{\text{паузы}}} \left[ \left( 1 - \sqrt{\frac{H_{\text{нач}}^{\text{паузы}}}{H_{\text{уст}}}} \right) / \left( 1 - \sqrt{\frac{H_{\text{нач}}^{\text{нагн}}}{H_{\text{нач}}}} \right) \right]. \quad (23)$$

При соблюдении условий (22) и (23) импульсный режим подвода энергии к рабочей среде, как независимый самостоятельный фактор влияния, является более экономичным, чем безимпульсный режим.

Полученные результаты позволяют утверждать, что подвод энергии к рабочей среде в нагнетателе в импульсном режиме с энергетической точки зрения может быть более рационально при представленных выше условиях. Объем энергии, «снятой» с нагнетателя при поочередных импульсных подключениях, оказывается большим, чем при использовании безимпульсной подачи в течение того же времени, и среднему давлению в системе (сети), что приводит, согласно (12) и (13), к сокращению расхода электроэнергии. Кроме того, увеличение мощности нагнетания, приводит еще к более эффективному режиму импульсной подачи. Последнее обстоятельство может несколько снижать уровень надежности работы НС при росте давления рабочей среды.

С ростом объема системы нагнетания растет время заполнения ее до создания необходимого давления, уменьшается частота цикла, а с ростом расхода потребителя частота цикла увеличивается. С

увеличением потребления также увеличивается время заполнения до необходимого давления, а с ростом сопротивления трубопроводов время работы нагнетателя до создания необходимого давления уменьшается. С увеличением мощности нагнетания частота процесса увеличивается. При этом время нагнетания уменьшается.

Таким образом, из соотношения (23) следует, что на частоту импульсов влияет расход у потребителя, объем аккумулятора в системе, площадь сечения канала потребления, а также мощность подвода энергии к рабочей среде и ее начальное и конечное давление (амплитудная характеристика системы). Последняя статья воздействия, зависящая от датчика давления, влияет также на частоту подвода тепла при всех остальных неизменных параметрах системы нагнетания. Кроме того, увеличение частоты импульсов  $\omega$  при снижении давления «потолка сжатия» снижает эффективность энергоподвода, т.к. при этом снижение амплитуды изменения давления (сглаживание) приводит к перерасходу электроэнергии в связи с поддержанием необходимого давления внутри системы.

Следует особо отметить, что для поддержания более эффективной работы системы нагнетания на область изменения частоты импульсов накладывается ограничение (22), (23).

В конечном итоге, определены длительности подачи рабочей среды и паузы между импульсами, а также скважность импульсов, в зависимости от величины потребления, оценены амплитудно-частотные характеристики импульсного режима подвода энергии в системе нагнетания, которые обеспечивают более эффективные режимы эксплуатации насосных установок.

Предлагаемый метод подачи энергоносителя должен, по-возможности, осуществляться в условиях наибольшей разности напоров (давлений). Кроме того, циклическую подачу можно осуществлять разными методами регулирования: переводом на холостой ход или остановом компрессора, частотным регулированием подачи, дросселированием и др. При этом необходима адаптация того или иного метода регулирования под предлагаемую методику циклической подачи. Кроме этого, необходимо наличие достаточно емких аккумуляторов.

В заключении можно отметить, что полученные результаты с успехом может использоваться техническими работниками при выборе оптимальной эксплуатационной схемы работы агрегатов (насосов) для покрытия графиков нагрузок в короткие сроки без использования сложных вычислительных программных комплексов. Такой подход позволяет минимизировать средний удельный расход электроэнергии и др. Кроме того, эту методику можно использовать для оптимизации работы насосной станции при покрытии ее нагрузки в любой момент времени, а также суточных, сезонных, годовых нагрузок и др.



### Выводы

1. С использованием представленной аналитической математической модели системы импульсного нагнетания жидкостей в сеть уточнены и определены основные параметры режима циклического (импульсного) подключения насосов.
2. Для повышения эффективности работы системы нагнетания с импульсным подводом энергии необходимо выдерживать определенное соотношение между длительностью импульса роста давления и полного периода процесса.
3. Полученные результаты разработки инженерной методики для расчета функциональных параметров импульсного подвода энергии к системам водоснабжения позволяет осуществлять выбор более эффективных конструктивных их характеристик при проектировании систем водоснабжения и способов эксплуатации, в т.ч. агрегатов на соответствующую электрическую мощность.
4. При дальнейших исследованиях в рассматриваемом направлении целесообразным является учет характеристик нагнетателей и сети при различных интенсивностях импульсной подачи, что позволит получить более полную картину и разработать более эффективные методы импульсного регулирования подачи рабочей среды в системы водоснабжения.

### Список литературы

1. Бондаренко, Г. А. Инженерная теория регулирования винтовых компрессоров переводом на холостой ход / Г. А. Бондаренко // *Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки*. – 2003. – №3(49). – С. 63-71.
2. Бондаренко, Г. А. Некоторые особенности работы компрессоров на пневмосеть [Текст] / Г.А. Бондаренко, В. В. Шишов // *Проектирование и моделирование. Компрессорное и энергетическое машиностроение*. – 2008. – № 1(11). – С. 62-65.
3. Бондаренко, Г. А. Винтовые компрессоры в системах обеспечения сжатым воздухом / Г.А. Бондаренко, П.Е. Жарков. – Сумы. Изд-во СумГУ. – 2003. – 130 с.
4. Бондаренко, Г. А. Винтовые воздушные компрессорные станции / Г. А. Бондаренко. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2003. – 245 с.
5. Крюков, О. В. Регулирование производительности газоперекачивающих агрегатов преобразователями частоты / О. В. Крюков // *Компрессорная техника и пневматика*. – 2013. – № 3. – С. 21-24.
6. Крюков, О. В. Комплексная оптимизация энергопотребления агрегатов компрессорных станций / О. В. Крюков // *Газовая промышленность*. – 2013. – С. 30-33.
7. Стогней, В. Г. Оптимизация режимов работы компрессорных станций промышленных предприятий: учеб. пособие / В. Г. Стогней, А. В. Бараков. – Воронеж: Воронеж. политехн. ин-т., 1987. – 87 с.
8. Кочкин, П. А. Методы повышения эффективности работы компрессорных станций / П. А. Кочкин, И. Н.

- Мухин // *Информатизация и системы управления в промышленности*. – 2009. – №3(23).
9. Жигулин, И. Н. Оптимизация работы компрессорной станции промышленного предприятия / И. Н. Жигулин // *Транспорт-2014 : труды межд. науч.-практ. конф. (22-25 апреля 2014 г.; Ростов-на-Дону)*. – Ростов-на-Дону: Изд-во Ростовский государственный университет путей сообщения, 2014. – Ч.2. – С. 224-226.
10. Штейнмиллер, О. А. Статическая и полирежимная оптимизация параметров насосного оборудования системы «районная насосная станция – абонентская сеть» / О. А. Штейнмиллер, А. Н. Ким // *Вестник гражданских инженеров*. – 2009. – №2(19). – С. 41-45.
11. Штейнмиллер, О. А. Численные методы решения задачи оптимального синтеза повысительных систем подачи и распределения воды микрорайона / О. А. Штейнмиллер // *Вестник гражданских инженеров*. – 2009. – №4(21). – С. 81-87.
12. Сумароков, С. В. Математическое моделирование систем водоснабжения / С. В. Сумароков. – Новосибирск : Наука, 1983. – 167 с.
13. Турк, В. И. Насосы и насосные станции / В. И. Турк. – М. : Стройиздат, 1976. – 304 с.
14. Шевелев, Ф. А. Водоснабжение больших городов зарубежных стран / Ф. А. Шевелев, Г. А. Орлов. – М. : Стройиздат, 1987. – 347 с.
15. Штейнмиллер, О. А. Задача оптимального синтеза повысительных систем подачи и распределения воды (СПРВ) микрорайона / О. А. Штейнмиллер, А. Н. Ким // *Вестник гражданских инженеров*. – 2009. – № 1 (18). – С. 80-84.
16. Евдокимов, А. Минимизация функций и ее приложение к задачам автоматизированного управления инженерными сетями / А. Евдокимов. – Харьков: Вища школа, 1985 – 288 с.
17. Евдокимов, А. Оптимальные задачи на инженерных сетях / А. Евдокимов. – Харьков : Вища школа, 1976. – 153 с.
18. Копытин, А. Н. Современные подходы в определении эффективности работы насосных агрегатов / А. Н. Копытин, О. Ю. Царинник // *Сантехника, отопление, кондиционирование*. – 2007. – №8. – С. 14-16.
19. Костин, В. И. Регулирование производительности нагнетателей при смешанной схеме совместной работы / В. И. Костин // *Известия вузов. Строительство*. – Новосибирск, 2006. – № 6. – С. 61-64.
20. Абрамов, Н. Н. Теория и методика расчета систем подачи и распределения воды / Н. Н. Абрамов. – М. : Стройиздат, 1972. – 288 с.
21. Sarbu I. Energetic optimization of water pumping in distribution systems / I. Sarbu, I. Borza // *Periodica Polytechnica Ser. Mech. Eng.* – 1998. - Vol. 42, № 2. – P. 141-152.
22. Gevorkov, L. PLC-based flow rate control system for centrifugal pumps / L. Gevorkov, V. Vodovozov, T. Lehtla, I. Bakman // *56th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON)*, Riga, Latvia. – 2015. – doi:10.1109/RTUCON.2015.7343115
23. Tamminen, J. Variable speed drive-based pressure optimization of a pumping system comprising individual branch flow control elements / J. Tamminen, T. Ahonen, A. Kosonen, J. Ahola, J. Tolvanen // *16th European Conference on Power Electronics and Applications*, Lappeenranta, Finland. – 2014. – doi: 10.1109/EPE.2014.6910988.



24. **Annus, I.** Pumps Energy Consumption Based on New EU Legislation / **I. Annus, D. Uibo, T. Koppel** // *Procedia Engineering*. – 2014. – Vol. 89. – P. 517-524. – doi:10.1016/j.proeng.2014.11.473
25. **Vodovozov, V.** Circulation centrifugal pump with variable speed drives and minimal electricity consumption / **V. Vodovozov, L. Gevorgov, Z. Raud**, // *11th IEEE International Conference on Compatibility, Power Electronics and Power Engineering (CPE-POWERENG)*, Cadiz, Spain. – 2017. – doi: 10.1109/CPE.2017.7915193.
26. **Almeida, A. T.** Market Transformation of Energy-Efficient Technologies in the EU / **A. T. Almeida, P. Fonseca, H. Falkner, P. Bertoldi** // *Energy Policy*. – 2003. – Vol. 31. – P. 563-575. – doi:10.1016/S0301-4215(02)00100-3.
27. **Ahonen, T.** Frequency-Converter-Based Hybrid Estimation Method for the Centrifugal Pump Operational State / **T. Ahonen, J. Tamminen, J. Ahola, J. Kestilä** // *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. – 2012. – Vol. 59. – P. 4803-4809. – doi:10.1109/TIE.2011.2176692.

## References (transliterated)

1. **Bondarenko, G. A.** Inzhenernaya teoriya regulirovaniya vintovykh kompressorov perevodom na kholostoy khod [Engineering theory of regulation of screw compressors by transfer to idle]. *Visnik Sums'kogo derzhavnogo universitetu [The Sumy State University Bulletin]*, 2003, 3(49), 63-71.
2. **Bondarenko, G. A., Shishov, V. V.** Nekotoryye osobennosti raboty kompressorov na pnevmoset' [Some features of the operation of compressors on the pneumatic network]. *Proyektirovaniye i modelirovaniye. Kompessornoye i energeticheskoye mashinostroyeniye [Design and modeling. Compressor and power engineering]*, 2008, 1 (11), 62-65.
3. **Bondarenko, G. A., Zharkov, P. E.** Vintovyye kompressory v sistemakh obespecheniya szhatym vozdukhom [Screw compressors in compressed air supply systems]. Sumy, Izd-vo SumGU. – 2003, 130.
4. **Bondarenko, G. A.** Vintovyye vozdushnyye kompressornyye stantsii [Screw air compressor stations]. Sumy, Izd-vo SumGU, 2003, 245.
5. **Kryukov, O. V.** Regulirovaniye proizvoditel'nosti gazoperekachivayushchikh agregatov preobrazovatelyami chastoty [Regulation of the performance of gas pumping units frequency converters]. *Kompessornaya tekhnika i pnevmatika [Compressors and pneumatics]*, 2013, 3, 21-24.
6. **Kryukov, O. V.** Kompleksnaya optimizatsiya energopotrebleniya agregatov kompressornykh stantsiy [Integrated optimization of energy consumption of compressor station units]. *Gazovaya promyshlennost' [Gas industry]*, 2013, 30-33.
7. **Stogney, V. G., Barracks, A. V.** Optimizatsiya rezhimov raboty kompressornykh stantsiy promyshlennykh predpriyatiy: ucheb. posobiye [Optimization of operating modes of compressor stations of industrial enterprises: studies. manual]. Voronezh, Voronezh. politekh. in-t., 1987, 87.
8. **Kochkin, P. A., Mukhin, I. N.** Metody povysheniya effektivnosti raboty kompressornykh stantsiy [Methods to improve the efficiency of compressor stations]. *Informatizatsiya i sistemy upravleniya v promyshlennosti [Informatization and control systems in industry]*, 2009, 3(23).
9. **Zhigulin, I. N.** Optimizatsiya raboty kompressornoy stantsii promyshlennogo predpriyatiya. *Transport-2014 : trudy mezhd. nauch.-prakt. konf. (22-25 aprelya 2014 g.; Rostov-na-Donu)*. [Transport-2014: works between. scientific-practical conf. (Rostov-on-Don)]. Rostov-na-Donu: Izd-vo Rostovskiy gosudarstvennyy universitet putey soobshcheniya, 2014, Part.2, 224-226.
10. **Shteynmiller, O. A., Kim, A. N.** Statische skayaya i polirezhimnaya optimizatsiya parametrov nasosnogo oborudovaniya sistemy «rayonnaya nasosnaya stantsiya – abonentskaya set'» [Static and multi-mode optimization of the parameters of the pumping equipment of the system "district pumping station - subscriber network"]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov [Bulletin of Civil Engineers]*, 2009, 2 (19), 41-45.
11. **Shteynmiller, O. A.** Chislennyye metody resheniya zadachi optimal'nogo sinteza povysitel'nykh sistem podachi i raspredeleniya vody mikrorayona [Numerical methods for solving the problem of optimal synthesis of upgrading water supply and distribution systems in a microdistrict]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov [Bulletin of Civil Engineers]*, 2009, 4 (21), 81-87.
12. **Sumarokov, S. V.** Matematicheskoye modelirovaniye sistem vodosnabzheniya [Mathematical modeling of water supply systems]. Novosibirsk, Nauka, 1983, 167.
13. **Turk, V. I.** Nasosy i nasosnyye stantsii [Pumps and pumping stations]. Moscow, Stroyizdat, 1976, 304.
14. **Shevelev, F. A., Orlov, G. A.** Vodosnabzheniye bol'shikh gorodov zarubezhnykh stran [Water supply of large cities of foreign countries]. Moscow, Stroyizdat, 1987, 347.
15. **Shteynmiller, O. A., Kim, A. N.** Zadacha optimal'nogo sinteza povysitel'nykh sistem podachi i raspredeleniya vody (SPRV) mikrorayona [The task of optimal synthesis of upgrading water supply and distribution systems (SPRV) of the microdistrict]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov [Bulletin of Civil Engineers]*, 2009, 1(18), 80-84.
16. **Yevdokimov, A.** Minimizatsiya funktsiy i yeye prilozheniye k zadacham avtomatizirovannogo upravleniya inzhenernymi setyami [Minimization of functions and its application to the tasks of automated management of engineering networks]. Khar'kov, Vishcha shkola, 1985, 288.
17. **Yevdokimov, A.** Optimal'nyye zadachi na inzhenernykh setyakh [Optimal problems on engineering networks]. Khar'kov, Vishcha shkola, 1976, 153.
18. **Kopytin, A. N., Tsarinnik, O. Yu.** Sovremennyye podkhody v opredelenii effektivnosti raboty nasosnykh agregatov [Regulation of supercharger performance with a mixed scheme of joint work]. *Santekhnika, otopleniye, konditsionirovaniye [Plumbing, heating, air conditioning]*, 2007, 8, 14-16.
19. **Kostin, V. I.** Regulirovaniye proizvoditel'nosti nagnetateley pri smeshannoy skheme sovmestnoy raboty [Regulation of supercharger performance with a mixed scheme of joint work]. *Izvestiya vuzov. Stroitel'stvo [News of universities]. Building*. Novosibirsk, 2006, 6, 61-64.
20. **Abramov, N. N.** Teoriya i metodika rascheta sistem podachi i raspredeleniya vody [Theory and method of calculating water supply and distribution systems]. Moscow, Stroyizdat, 1972, 288.
21. **Sarbu I., Borza I.** Energetic optimization of water pumping in distribution systems. *Periodica Polytechnica Ser. Mech. Eng.*, 1998, 42, 2, 141-152.
22. **Gevorkov, L., Vodovozov, V., Lehtla, T., Bakman, I.** PLC-based flow rate control system for centrifugal pumps. *56th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON)*, Riga, Latvia, 2015, doi: 10.1109/RTUCON.2015.7343115

23. **Tamminen, J., Ahonen, T., Kosonen, A., Ahola, J., Tolvanen, J.** Variable speed drive-based pressure optimization of a pumping system comprising individual branch flow control elements. *16th European Conference on Power Electronics and Applications*, Lappeenranta, Finland, 2014, doi: 10.1109/EPE.2014.6910988.
24. **Annus, I., Uibo, D., Koppel, T.** Pumps Energy Consumption Based on New EU Legislation. *Procedia Engineering*, 2014, 89, 517-524, doi: 10.1016/j.proeng.2014.11.473.
25. **Vodovozov, V., Gevorkov, L., Raud, Z.** Circulation centrifugal pump with variable speed drives and minimal electricity consumption. *11th IEEE International Conference on Compatibility, Power Electronics and Power Engineering (CPE-POWERENG)*, Cadiz, Spain, 2017, doi: 10.1109/CPE.2017.7915193.
26. **Almeida, A. T., Fonseca, P., Falkner, H., Bertoldi, P.** Market Transformation of Energy-Efficient Technologies in the EU. *Energy Policy*, 2003, 31, 563-575, doi: 10.1016/S0301-4215(02)00100-3.
27. **Ahonen, T., Tamminen J., Ahola J., Kestilä J.** Frequency-Converter-Based Hybrid Estimation Method for the Centrifugal Pump Operational State. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2012, 59, 4803-4809, doi: 10.1109/TIE.2011.2176692.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Лухтура Федор Иванович** – Государственное высшее учебное заведение «Приазовский государственный технический университет», ст. преподаватель кафедры промышленных теплоэнергетических установок и теплоснабжения; г. Мариуполь, Украина; e-mail: lukhelena@yandex.ru.

**Fedor Lukhtura** – Senior Lecturer, Department of Industrial Heat and Power Plants and Heat Supply, State higher educational establishment “Priazovskyi State Technical University”, Mariupol, Ukraine; email: lukhelena@yandex.ru.

**Медведева Марина Владимировна** – Государственное высшее учебное заведение «Приазовский государственный технический университет», ассистент кафедры промышленных теплоэнергетических установок и теплоснабжения; г. Мариуполь, Украина.

**Marina Medvedieva** – Assistant lecturer, Department of Industrial Heat and Power Plants and Heat Supply, State higher educational establishment “Priazovskyi State Technical University”, Mariupol, Ukraine.

*Please cite this article as:*

**Лухтура, Ф. И.** О применении импульсного подачи рабочей среды в системы водоснабжения / **Ф. И. Лухтура, М. В. Медведева** // *Вестник НТУ «ХПИ»*, Серия: Новые решения в современных технологиях. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2019. – № 5 (1330). – С. 48-57. – doi:10.20998/2413-4295.2019.05.07.

*Please cite this article as:*

**Lukhtura, F., Medvedieva, M.** On the application of pulsed supply of working environment in water supply systems. *Bulletin of NTU KhPI. Series: New solutions in modern technologies*. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2019, 5 (1330), 48-57, doi:10.20998/2413-4295.2019.05.07.

*Будь ласка, посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Лухтура, Ф. І.** Про застосування імпульсної подачі робочого середовища в системи водопостачання / **Ф. І. Лухтура, М. В. Медведева** // *Вісник НТУ «ХПІ»*, Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2019. – № 5 (1330). – С. 48-57. – doi:10.20998/2413-4295.2019.05.07.

**АНОТАЦІЯ** Розглянуто питання, пов'язані з впливом імпульсного (циклічного) підключення насосів в мережу на ефективність роботи насосних станцій і параметри систем водопостачання. Розроблено математичну динамічну модель системи виробництва і розподілу рідини для аналізу роботи насосів в імпульсному режимі. На основі аналізу рівняння динаміки подачі робочого середовища (енергоносія) в систему розподілу визначені раціональні значення тривалості (імпульсів) підключення агрегатів насосної станції і паузи між імпульсами, а також сквансності імпульсів, в залежності від ємності мережі та акумуляторів, і величини споживання рідини. Показано суттєвий вплив зазначених функціональних параметрів на характеристики імпульсного підключення нагнітачів і інтенсивність подачі енергоносія. Характерно, що зміна величини тиску (напору), як при його зростанні, так і при його зниженні, наприклад при включенні і відключенні приводу нагнітача, відбувається нелінійно. Причому наповненість поля графіка зміни тиску різна, що істотно впливає на енергетичні показники роботи насосної станції в такому режимі. Визначено також діапазони зміни частоти імпульсів, в яких може бути більш ефективний імпульсний режим підключення нагнітачів в системах водопостачання в порівнянні зі стаціонарним режимом експлуатації. Наведена інженерна теорія може служити основою для розробки алгоритмів системи регулювання нагнітача шляхом перекаладу, наприклад, на холостий хід або включення-виключення приводу, аналізу його роботи при часткових режимах з оцінкою витрат споживаної енергії, з метою підвищення економічної ефективності від використання нагнітачів в пропонованих режимах. Отримані результати також корисно використовувати для вирішення оптимізаційних задач на змінних режимах роботи насосної станції при покритті її графіків навантажень. Даний підхід і представлені рішення можуть бути поширені на інші класи нагнітачів - компресори, вентилятори, що використовують як робоче середовище газ.

**Ключові слова:** насос; рідина; енергія; акумулятор; імпульсна (циклічна, поетапна) регулювання; коефіцієнт заповнення циклу.

*Поступила (received) 08.02.2019*